

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Hydraulická střihačka řetězů pro doly se střížnou silou 700 kN

Hydraulic Shearing Machine of Strings for Coal Mines with a
Shearing Force 700 kN

Student:

Petr Oháňka

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Arnošt Ševčík, CSc.

Ostrava 2009

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Arnoštu Ševčíkovi, CSc. za jeho trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky v celém průběhu vypracování bakalářské práce. Také chci poděkovat panu Ing. Eduardu Hájkovi ze společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s. za poskytnutí informací o konstrukci a funkci hydraulických stříhaček.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

OHÁŇKA, P. Hydraulická střihačka řetězů pro doly se střížnou silou 700 kN. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 45 s.
Bakalářské práce, vedoucí: doc. Ing. Ševčík, A., CSc.

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí hydraulické střihačky vysokopevnostních řetězů používané v hlubinných dolech. Konstrukce střihačky je uzpůsobena tak, aby byla schopna pomocí vstupního tlaku z centrálního obvodu vyvinout na střížné nože sílu 700 kN. Proto je součástí střihačky multiplikátor tlaku. Střihačka má výhradní použití pro stříhání řetězů daných normou ČSN 02 3215 až do průměru 30 mm. Celá konstrukce je tvořena s ohledem na manipulaci jednou (max. dvěma) osobami a splňuje podmínky pro použití v nebezpečných atmosférických podmínkách hlubinných dolů.

ANNOTATION OF BACHELOR WORK

OHÁŇKA, P. Hydraulic Shearing Machine of Strings for Coal Mines with a Shearing Force 700 kN. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2009, 45 p. Bachelor work, head: doc. Ing. Ševčík, A., CSc.

This bachelor work deals with a construction of hydraulic shearing of high-strength chains used in underground mines. The cutting machine is constructed in a way to be able to, thanks to high input pressure from central circuit, exert pressure to shearing knives pressure of 700 kN. That is why the pressure intensifier is the element of the shearing machine. This machine is exclusively used for shearing of chains according to norm ČSN 02 3215 up to diameter of 30 mm. The whole construction is made to be able to be operated by one /maximum of two/ person and fulfil the conditions for use in dangerous atmospheric conditions of underground mines.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitého značení	7
1 Úvod	11
2 Průzkum zařízení používaných pro malou mechanizaci v dolech	12
2.1 Pneumatická důlní zařízení.....	12
2.2 Hydraulická důlní zařízení.....	13
2.3 Mechanicky (ručně) ovládaná zařízení	16
3 Volba zařízení pro stříhání řetězu	17
3.1 Návrh střížného nože, střížná síla a používané řetězy v hornictví.....	17
3.2 Použitý zdroj hydraulické kapaliny	20
4 Funkční výpočet	21
4.1 Hydraulické schéma stříhačky a způsob ovládání	21
4.2 Volba multiplikátoru – výpočet rozměrů (průměrů, zdvihu a tloušťky stěn).....	23
4.3 Výpočet stříhacího pístu.....	24
4.4 Zdvih střížného pístu (objem hydraulické kapaliny potřebný k přestřižení), zdvih multiplikátoru, počet cyklů multiplikátoru.....	25
5 Pevnostní výpočet.....	28
5.1 Kontrola otláčení pístu a tělesa stříhačky od tlaku stříhacího nože.....	28
5.2 Kontrola třmenu stříhačky	29
5.3 Stěna stříhacího válce zatížená vnitřním přetlakem	31
5.4 Kontrola multiplikačního pístu a návrh jeho uložení.....	34
5.5 Závity	36
5.6 Spojovací šrouby.....	40
6 Popis funkce zařízení	43
7 Závěr.....	44
8 Literatura.....	45

Seznam použitého značení

Označení	Název – Význam	Jednotka
C_1	integrační konstanta	[MPa]
C_2	integrační konstanta	[N]
D	velký průměr závitu matice	[mm]
D_0	průměr díry pro šroub v přírubě	[mm]
D_1	malý průměr závitu matice	[mm]
D_2	střední průměr závitu matice	[mm]
D_3	vnější průměr Röttscherova válce	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	síla	[N]
F_M	síla působící na šrouby	[N]
F_N	výsledná najížděcí síla	[N]
F_{N2}	najížděcí síla	[N]
F_o	minimální osová síla ve šroubu	[N]
F_p	předepínací síla šroubu	[N]
F_{p1}	síla vratně působící na střižný píst	[N]
F_{p2}	síla ve směru stříhu vyvozená multiplikovaným tlakem	[N]
ΔF_p	přírůstek síly v přírubě	[N]
F_S	výsledná maximální střižná síla	[kN]
F_{SZ}	zadaná střižná síla	[kN]
F_{ξ}	síla působící na 1 šroub	[N]
$F_{\xi_{max.}}$	maximální osová síla ve šroubu	[N]
J_T	moment setrvačnosti	[mm ⁴]
M_o	ohybový moment	[N·mm]
M_z	moment tření v závitu šroubu	[N·mm]
P	rozteč závitu	[mm]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
S_{A-A}	plocha průřezu třmenu	[mm ²]
S_{B-B}	plocha průřezu víka	[mm ²]

Označení	Název – Význam	Jednotka
S_{C-C}	plocha průřezu víka v místě závitů	$[mm^2]$
S_N	dosedací plocha nože	$[mm^2]$
S_p	plocha pístu	$[mm^2]$
S_{p1}	plocha vnějšího průměru multiplikačního pístu	$[mm^2]$
S_{p2}	plocha vnitřního průměru multiplikačního pístu	$[mm^2]$
S_{p3}	plocha velkého průměru střižného pístu	$[mm^2]$
S_{p4}	plocha malého průměru střižného pístu	$[mm^2]$
S_{pX}	plocha návrhového průměru střižného pístu	$[mm^2]$
S_Z	plocha závitů	$[mm^2]$
V_M	multiplikační objem	$[mm^3]$
$V_{S(d)}$	potřebný střižný objem pro různý průměr článku řetězu	$[mm^3]$
$V_{Smax.}$	maximální střižný objem	$[mm^3]$
a	vnitřní šířka článku řetězu	$[mm]$
b	vnější šířka článku řetězu	$[mm]$
c_s	konstanta tuhosti šroubu	$[N \cdot mm^{-1}]$
c_p	konstanta tuhosti přírub	$[N \cdot mm^{-1}]$
d	průměr článku řetězu; velký průměr závitů šroubu	$[mm]$
Δd	změna průměru multiplikačního pístu	$[mm]$
d_{pod}	průměr podložky šroubu	$[mm]$
d_{p1}	vnější průměr multiplikačního pístu	$[mm]$
d_{p2}	vnitřní průměr multiplikačního pístu	$[mm]$
d_{p3}	velký průměr střižného pístu	$[mm]$
d_{p4}	malý průměr střižného pístu	$[mm]$
d_{pX}	návrhový průměr střižného pístu	$[mm]$
d_1	malý průměr závitů šroubu	$[mm]$
d_2	střední průměr závitů šroubu	$[mm]$
d_3	malý průměr závitů šroubu ve vrcholu zaoblení závitového dna	$[mm]$
e_1	vzdálenost těžiště od horního vlákna průřezu	$[mm]$
e_2	vzdálenost těžiště od dolního vlákna průřezu	$[mm]$
f_Z	součinitel smykového tření	$[-]$

Označení	Název – Význam	Jednotka
h_2	zdvih multiplikačního pístu	[mm]
$h_{3(d)}$	potřebný zdvih střižného pístu pro různý průměr článku řetězu	[mm]
$h_{3max.}$	maximální zdvih střižného pístu	[mm]
k	výška hlavy šroubu	[mm]
k_{A-A}	součinitel bezpečnosti v průřezu třmenu	[-]
k_{B-B}	součinitel bezpečnosti stěny válcové části víka	[-]
k_{C-C}	součinitel bezpečnosti stěny závitové části víka	[-]
k_M	součinitel bezpečnosti stěny multiplikátoru	[-]
k_{PN}	součinitel bezpečnosti na otlacení čela pístu	[-]
k_{PZ1}	součinitel bezpečnosti na otlacení závitu	[-]
k_ξ	součinitel bezpečnosti šroubu	[-]
l	délka šroubu	[mm]
l_p	výška příruby	[mm]
l_m	délka zašroubování	[mm]
l_g	délka dřívku šroubu	[mm]
l_z	délka závitu	[mm]
n	počet cyklů multiplikátoru	[-]
n_z	počet závitů	[-]
p	rozteč článku řetězu	[mm]
p_D	dovolený tlak v závitech	[MPa]
p_h	stoupání závitu	[mm]
p_N	tlak dosedací plochy nože na střižný píst	[MPa]
p_n	normální tlak	[MPa]
$p_{r\emptyset}$	radiální tlak	[MPa]
p_x	tlak	[Pa]
p_z	tlak v závitu	[MPa]
p_1	vstupní tlak	[MPa]
p_2	multiplikovaný tlak	[MPa]
p_{2SK}	skutečný pracovní tlak	[MPa]
r_{p2}	vnější poloměr multiplikačního pístu	[mm]

Označení	Název – Význam	Jednotka
Δr_{p2}	změna poloměru multiplikačního pístu	[mm]
r_1, r_2	okrajové podmínky	[mm]
t_2	výška podložky	[mm]
$x_{min.}$	minimální vůle mezi pístem a pístnicí multiplikátoru	[μ m]
x_T	vzdálenost těžiště od působíště střižné síly	[mm]
β	poloviční hodnota vrcholového úhlu závitu	[°]
γ	úhel stoupání závitu	[°]
ϵ_t	poměrná deformace	[-]
μ	Poissonovo číslo	[-]
$\sigma_{C(1)}$	celkové napětí v horním vlákně průřezu	[MPa]
$\sigma_{C(2)}$	celkové napětí v dolním vlákně průřezu	[MPa]
σ_o	osové napětí	[MPa]
$\sigma_{ohyb(1)}$	ohybové napětí v horním vlákně průřezu	[MPa]
$\sigma_{ohyb(2)}$	ohybové napětí v dolním vlákně průřezu	[MPa]
σ_r	radiální napětí	[MPa]
$\sigma_{r(1)}$	radiální napětí na vnitřní ploše víka	[MPa]
$\sigma_{r(2)}$	radiální napětí na vnější ploše víka	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí HMM	[MPa]
$\sigma_{red(1)}$	celkové napětí na vnitřní ploše víka	[MPa]
$\sigma_{red(2)}$	celkové napětí na vnější ploše víka	[MPa]
σ_t	tečné napětí	[MPa]
$\sigma_{t\dot{s}}$	tahové napětí ve šroubu	[MPa]
$\sigma_{t(1)}$	tečné napětí na vnitřní ploše víka	[MPa]
$\sigma_{t(2)}$	tečné napětí na vnější ploše víka	[MPa]
$\sigma_{tah(A-A)}$	tahové napětí v průřezu třmenu	[MPa]
$\tau_{k\dot{s}}$	smyskové napětí od momentu tření na závitu	[MPa]
τ_s	smyskové napětí	[MPa]
φ'	úhel tření v závitové drážce	[°]

1 Úvod

Střihačky vysokopevnostních řetězů (dále jen střihačky) patří do skupiny hydraulicky poháněných zařízení používaných při těžbě v hlubinných dolech. Mohou být napájeny přímo z centrálního hydraulického obvodu hlubinného dolu, nebo mimo jeho dosah je možné použít ruční hydraulický agregát. Na trhu jsou v současné době střihačky se střížnou silou řádově od 700 [kN] do 1400 [kN]. Maximální průměr stříhaného článku řetězu $30 \div 42$ [mm] je tedy závislý na velikosti střížné síly a také na samotné konstrukci střihačky. Střihačka se skládá z tělesa s přímočarým hydromotorem, na němž je umístěn pohyblivý nůž, druhý pevný nůž je uchycen ve třmenu tělesa střihačky. Střížný prostor je zabezpečen krytem pracovního prostoru a snadnou manipulaci střihačky umožňuje zabudovaná rukojeť.

Pro řešení zadané střihačky, která má vykazovat střížnou sílu 700 [kN], je nutné navrhnout multiplikátor tlaku. Řešená střihačka bude napájena primárně z centrálního obvodu, kde se tlak pohybuje běžně v rozmezí $(26 \div 32)$ [MPa] a je třeba pro vyvození zadané střížné síly tento tlak patřičně multiplikovat. Samotná střížná síla nejvíce namáhá třmen střihačky, proto bude třeba vhodně navrhnout a pevnostně zkontrolovat jeho průřez. A dále od působení vnitřního přetlaku zkontrolovat stěnu střížného válce a multiplikační píst. Pro spojení tělesa střihačky s multiplikátorem tlaku zvolit a pevnostně zkontrolovat spojovací šrouby.

2 Průzkum zařízení používaných pro malou mechanizaci v dolech

V porubech hlubinných dolů se používá malá mechanizace, která v průběhu těžby má důležitou funkci a zastoupení stejně jako velké důlní stroje. Jedná se především o zařízení ruční, proto je kladen důraz na jejich co nejnižší hmotnost. Některá zařízení se z důvodů minimalizace hmotnosti vyrábí ze slitin lehkých kovů, u nich je ovšem velké nebezpečí iniciace mechanické jiskry. Proto se pro slitiny lehkých kovů vyvinula firmou KOEXPRO OSTRAVA a.s. ochranná krycí vrstva pro ruční nářadí s názvem ANTIAL. Ochranná krycí vrstva by měla zabezpečit dostatečnou bezpečnost z hlediska iniciace mechanické jiskry u slitin lehkých kovů.

Vzhledem k určení této malé mechanizace pro důlní těžbu, kde hrozí nebezpečí výbuchu jsou tyto zařízení konstruována pro skupinu zařízení I (důlní) kategorie M2 a zároveň skupinu zařízení II (povrchové provoz) a splňují podmínky pro použití v prostředí „nebezpečné atmosférické podmínky 2“ dle ČSN EN 1127-2.

Z hlediska pohonu je možné malou mechanizaci rozdělit na hydraulicky, pneumaticky a mechanicky (ručně) poháněnou.

2.1 Pneumatická důlní zařízení

Zařízení konstruovaná jako pneumatická používají jako pracovní médium stlačený vzduch. Mezi základní pneumatické ruční nářadí používané v dolech patří vrtačky, šroubováky – utahováky, pily, vrtací a sbíjecí kladiva. Jako příklad jsou na obr. 1.1 znázorněny bourací kladiva řady BKA. Jejich určení je pro rozpojování méně a středně pevných hornin.



Obr. 1.1 - Pneumatická bourací kladiva od firmy Permon, s.r.o. [11]

Pneumatické šroubováky slouží k utahování a povolování šroubů, matic a svorníků. Šroubováky řady PSR se skládají z ovládací části, tělesa s lamelovým motorem a bicího mechanismu. Tyto rázové šroubováky mají rotaci vřetene kombinovanou s rázy bicího mechanismu zvyšujícími efekt utahování, resp. povolování daného spoje. [11]



Obr. 1.2 – Pneumatický rázový šroubovák řady PSR 24K od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [11]

2.2 Hydraulická důlní zařízení

Převážná část malé mechanizace používané v porubech hlubinných dolů má hydraulický pohon. V porubu hlubinného dolu pracují mechanizované výztuže (obr. 1.3), které slouží k zajištění vytěženého prostoru. Mají hydraulický pohon a umožňují připojení na zdroj hydraulické kapaliny i zařízením jako je malá mechanizace. Mezi tu patří zejména hydraulické pily, utahováky, vrtačky, kladiva a stříhačky.



Obr. 1.3 – Mechanizovaná výztuž MVPO 2800 od firmy T Machinery a.s. [12]

Přímočaré hydraulické pily (obr. 1.4) se užívají k řezání kovových i nekovových materiálů (např. TH výztuží). Při řezání se pila upíná do speciálního přípravku, který se napevno přichytí k řezané součásti. Pila je složena z rotačního hydraulického motoru, který pohání přes válcovou vačku a vodící palec pohyblivou tyč uloženou v rámu. [11]



Obr. 1.4 - Přímočará hydraulická pila PPH 350 od firmy DEPRAG CZ a.s. [11]

Ruční hydraulická vrtačka (obr. 1.7) slouží k vrtání otvorů o max. $\varnothing 42$ mm do měkkého a středně tvrdého uhlí a měkkých hornin. Vrtačka je složena z hydromotoru ovládaného spouštěcí pákou na rukojeti, jejíž součástí je ovládací kostka. [11]



Obr. 1.5 – Hydraulická ruční vrtačka VHR 42 N od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [11]

Vzhledem k zadání práce věnujme větší pozornost hydraulickým stříhačkám řetězů. Ty slouží ke stříhání vysokopevnostních řetězů běžně užívaných v dolech. Vysokopevnostní řetězy jsou součástí hřeblových dopravníků a v průběhu těžby je potřeba tyto dopravníky přizpůsobovat podmínkám těžby. A je tedy zároveň nutné nastavovat, respektive zkracovat jejich řetěz.

Pohon stříhaček je dvojího typu, buď je možné stříhačku napojit na centrální rozvod hydraulické kapaliny z mechanizovaných výztuží, nebo lze v případě nedostupnosti centrálního hydraulického rozvodu použít ruční čerpadlo.

Na obr. 1.6 a obr. 1.7 jsou střihačky, které se napájí z centrálního hydraulického obvodu. V tomto obvodu je maximální pracovní tlak 32 [MPa], který střihačka multiplikuje na tlak potřebný k přestřižení řetězu. Pro tyto střihačky je max. stříhaný průměr článku řetězu 30 [mm].



Obr. 1.6 – Střihačka řetězů ALAN 30 od firmy OSTROJ Opava, a.s. [10]



Obr. 1.7 – Střihačka řetězů ALAN 30.21 od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [11]

Pro použití mimo dosah centrálního hydraulického obvodu lze použít sestavu střihačky a ručního čerpadla jak je vyobrazeno na obr. 1.8. Ruční čerpadlo je schopné vyvodit tlak, až 75 [MPa] a tedy není v tomto případě nutná multiplikace vstupní kapaliny. Vyobrazená střihačka umožňuje stříhání článku řetězu až do průměru 38 [mm].



Obr. 1.8 - Střihačka řetězů ALAN 34.23 od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [11]

2.3 Mechanicky (ručně) ovládaná zařízení

V důlním provozu své uplatnění najdou také zařízení na mechanický ruční pohon. Zařízení tohoto typu může být nespočet.

Pro příklad je zde uvedena střihačka matic (obr. 1.9), jenž se používá k radiálnímu stříhání poškozených nebo zkorodovaných matic, jiným způsobem nedemontovatelných. Zdroj přitlaku je vyvozen šroubem ovládaný přes „ráčnový“ klíč. [11]



Obr. 1.9 - Střihačka matic SMR 27 od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [11]

Pro stříhání řetězů do pevnosti 600 [MPa] je možno využít mechanickou střihačku řetězů (obr. 1.10). Tato střihačka je schopna vyvodit střížnou sílu až 50 [kN], což v porovnání s hydraulickými střihačkami, které dosahují střížné síly až 1400 [kN] je mnohonásobně menší síla. Mechanická střihačka se ovládá ruční pákou s reverzním mechanismem ovládající pohyblivý nůž připevněný k hřebenové tyči vedené v jejím plášti. Střihačka je přenosné zařízení, které se upevňuje např. k důlní výztuži, do svěráku apod. [11]



Obr. 1.10 – Střihačka řetězů S 16 od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [11]

3 Volba zařízení pro stříhání řetězu

Pro konstrukci a volbu zařízení pro stříhání vysokopevnostních řetězů bylo využito zkušeností společností OSTROJ Opava, a.s. a KOEXPRO Ostrava, a.s.. Tyto společnosti se zabývají již mnoho let konstrukcí a výrobou zařízení pro doly.

3.1 Návrh střižného nože, střižná síla a používané řetězy v hornictví

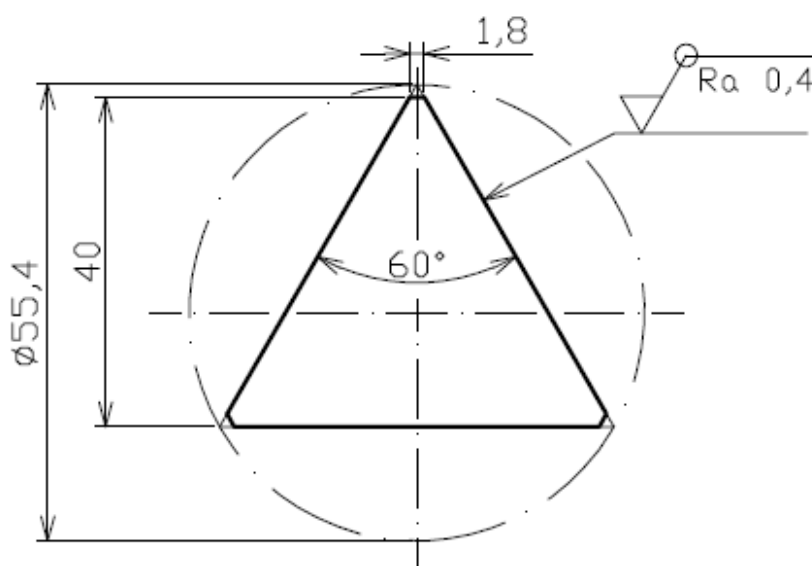
- **Návrh úhlu a parametrů střižného nože**

Úhel a parametry nože vycházejí z hodnot využívaných firmou KOEXPRO a.s. Zmíněná firma používá do hydraulických střihaček řady ALAN geometrii břitu znázorněnou na obr. 2.1 a s ohledem na funkční vlastnosti a ověření praxí je daná geometrie vyhovující.

Nože jsou řešeny jako výměnné a vzhledem k použitému úhlu 60° a tvaru nože je také možné po opotřebení nože otáčet a tím zvýšit jejich užitnou hodnotu.

Střihačka řetězů je vybavena dvěma stejnými noži, které jsou proti sobě **uloženy v jedné ose**. V krajní poloze střihačky, kdy jsou nože sevřené, je nutné dodržet vzdálenost mezi těmito noži a to v rozmezí 1 až 2,5 [mm].

Před samotným stříháním řetězu se provádí mazání funkčních ploch nožů a to libovolným mazacím tukem. Tato mazací operace má vliv na životnost nožů a také na snížení velikosti střižné síly.



Obr. 2.1 – Geometrie břitu

Jako materiál střížného nože je použita nástrojová ocel 19 735. Tato ocel dobře odolává rázům a má velmi dobrou houževnatost v kombinaci s vysokou kalitelností. Často se používá na ořezávací a štípací nástroje, nože nůžek, obrážecí nože a nůžky na stříhání za studena. Ocel dále tepelně zpracujeme zakalením na teplotu 870 [°C] až 900 [°C] a následně popouštíme na teplotu 200 [°C]. Po tepelném zpracování by ocel měla vykazovat tvrdost 58 HRC.

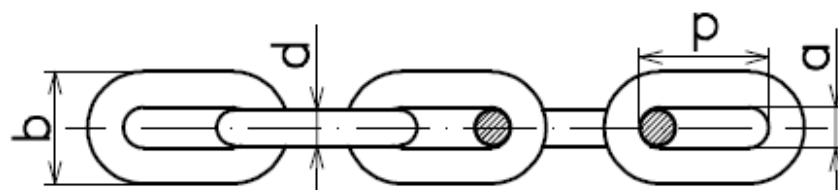
- **Střížná síla**

Při stříhání článku řetězu dochází v první fázi k vniknutí střížného nože do kruhového průřezu článku řetězu. Působením střížné síly následně ve druhé fázi dochází ke vzniku kombinované tlakové radiální a tažné síly v místě stříhu. To způsobuje tvar střížného nože, který při vnikání do článku řetězu působí jako roztažný klín a vytváří tím tahové napětí ve stříhaném průřezu. Dále dochází ke vzniku napětí nad hranicí meze pevnosti stříhaného článku řetězu a článek praskne, není tedy klasicky přestřižen.

Z toho důvodu není možné pro výpočet síly použít vztahu $\tau_s = F/S \leq \tau_{Ds}$. Jelikož nedochází v místě dělení článku ke klasickému stříhu, nelze objektivním způsobem určit potřebnou střížnou sílu numerickým výpočtem. Pro zjištění potřebných sil k přestřižení jednotlivých průměrů řetězu by bylo nutné provést zkušební experiment.

- **Řetězy používané v hornictví**

V hornictví se převážně užívá článkových vysokopevnostních řetězů, které jsou částí hřeblových dopravníků. Tyto dopravníky jsou typickým představitelem důlních dopravníků a moderní uhelné hornictví se bez nich neobejde. Hřeblové dopravníky využívají řetězů, jako tažný prvek a tvoří v něm tzv. řetězové úseky s hřebly. Řetězy a jejich bližší specifikace je udána v normě **ČSN 02 3215** [9]. Na obr. 2.2 je znázorněno schéma článkového vysokopevnostního řetězu pro důlní zařízení podle výše zmíněné normy. V tab. 2.1 jsou uvedeny používané rozměry společně s možným zatížením řetězu.



Obr. 2.2 – Schéma článkového řetězu [9]

Tab. 2.1

Řetězy vysokopevnostní pro důlní zařízení ČSN 02 3215								
tloušťka	rozteč	šířka		hmotnost	jakost B		Jakost C	
		vnitřní	vnější		zatížení		zatížení	
d	p	min. a	max. b		zkušební	trhací	zkušební	trhací
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]
14	50	17	48	4,0	150	190	200	250
16	64	20	55	4,9	200	250	260	320
18	64	21	60	6,6	260	320	330	410
22	86	26	74	9,5			490	610
24	86	28	79	12,5			580	720
26	92	30	86	13,7			640	850
30	108	34	98	18,0			850	1130

Obvyklá mez pevnosti řetězů: $R_m = 1000$ až 1100 [MPa].

- Konfrontace zadané střížné síly s průměrem vysokopevnostního řetězu**

Pro pevnostní výpočet se vychází ze zadané střížné síly 700 [kN]. Ke zjištění max. průměru stříhaného řetězu zadanou střížnou silou se využije zkušeností z konstrukce stříhaček společností KOEXPRO OSTRAVA, a.s. a OSTROJ Opava, a.s.. Tyto firmy vyrábí stříhačky řetězů a jejich orientační přehled je uveden v tab. 2.2.

Tab.2.2

Výrobce / model	Max. střížná síla [kN]	Max. průměr stříhaného materiálu [mm]
OSTROJ Opava, a.s / ALAN 30	650	30
KOEXPRO OSTRAVA, a.s. / ALAN 30.21	700	30
KOEXPRO OSTRAVA, a.s. / ALAN 34.21	700	34

Jak je tedy patrné z tab. 2.2 je možné stříhat řetězy zadanou střížnou silou až do průměru 34 [mm]. Standardně je ovšem pro tyto střížné síly maximální průměr článku řetězu 30 [mm] a tento průměr článku použijeme i v konstrukci námi řešené stříhačky.

3.2 Použitý zdroj hydraulické kapaliny

Zařízení je používáno většinou v porubech hlubinných dolů, kde pracují obvykle mechanizované výztuže, u kterých je ovládací tlak v hydraulickém obvodu 32 [MPa].

Tento tlak je v centrálním obvodu, který prochází porubem a je možno v kterémkoliv místě v porubu se na tento obvod připojit. Tlak v centrálním obvodu se pohybuje obvykle v rozmezí $(26 \div 32)$ [MPa], což je dáno pracovním rozmezím hydraulického agregátu, který kapalinu do obvodu dodává. Je možné počítat s použitím tlaku 25 [MPa] pro střihačku řetězů.

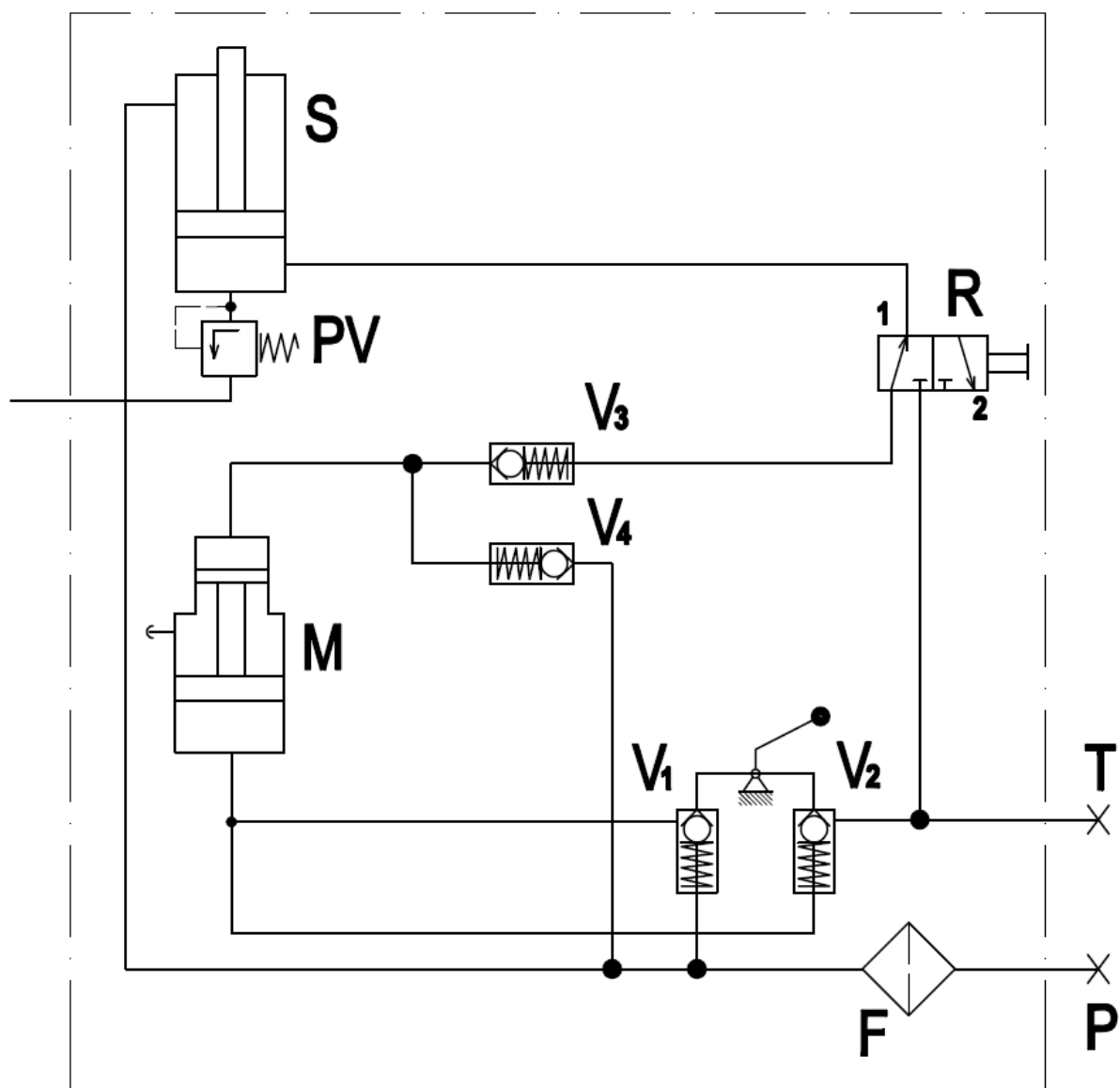
Pokud by byla střihačka používána mimo dosah centrálního hydraulického obvodu výztuží, což je vzhledem k jejímu přednostnímu použití zejména v porubech hlubinných dolů málo pravděpodobné, je třeba použít jiný zdroj – např. ruční čerpadlo.

Použitý primární zdroj z centrálního rozvodu mechanizovaných výztuží hlubinných dolů pracuje s kapalinou, která se nazývá **vodní emulze**, což je směs vody s 3-5 % emulzního oleje. Výhodou této kapaliny v důlním prostředí je to, že není hořlavá, má však malou viskozitu a nedají se pro ni použít běžné šoupátkové rozváděcí prvky, proto se používají ventilové rozvaděče s ovládanými zpětnými ventily. Zpětné ventily mají přitom zavírací prvky dosedající do sedel z umělé hmoty.

4 Funkční výpočet

Střihačka pracuje s tlakem, který vyvodí multiplikátor, jenž je její pevnou součástí. Princip funkce a výpočty potřebné pro pevnostní kontrolu jsou uvedeny v následujících kapitolách.

4.1 Hydraulické schéma střihačky a způsob ovládání



Obr. 3.1 – Hydraulický obvod střihačky s multiplikátorem

- **Popis použitých prvků v hydraulickém obvodu stříhačky (obr. 3.1)**

F	- filtr
P	- tlak
M	- multiplikátor
S	- stříhačka
PV	- pojistný ventil
R	- rozvaděč
V ₁ , V ₂	- ovládané ventily
V ₃ , V ₄	- zpětné ventily
T	- odpad

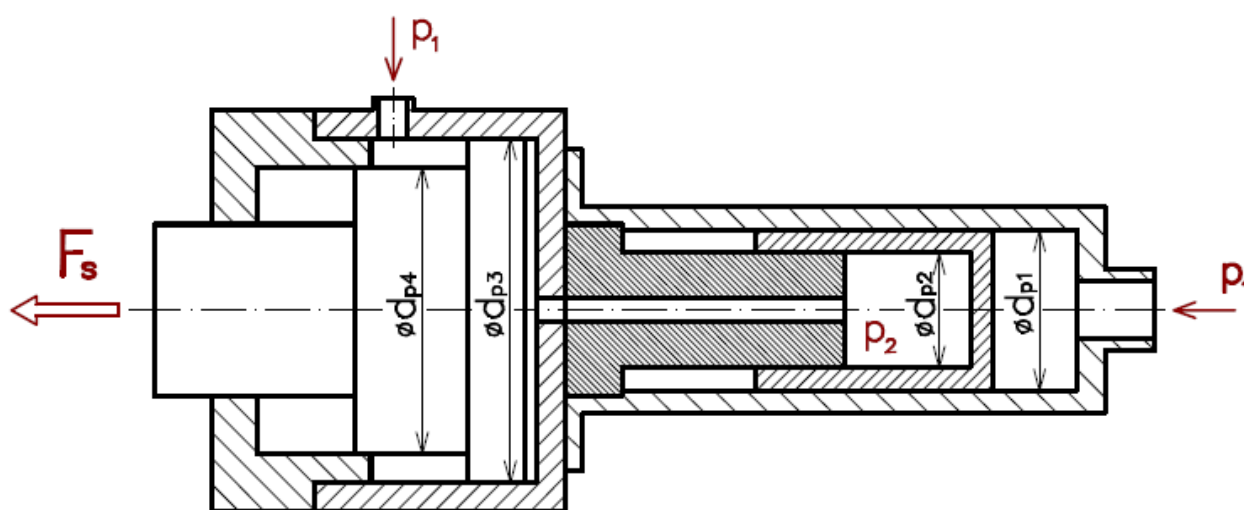
- **Postup ovládání hydraulického obvodu stříhačky (obr. 3.1)**

1. Napojení na síť a uvolnění **P**, následuje stlačení **V2 + R** v poloze **2** = stažení obou válců do výchozí polohy. (Kapalina prochází nad písty válců **S** a **M** a stahuje je do krajní polohy.) Z válce **S** přitom prochází z prostoru pod pístem přes **R** do **T** a z válce **M** přes otevřený **V₂** do **T**.
2. Vložíme řetěz mezi břity, přesuneme **R** do polohy **1** a stříhací břit se opře působením válce **S** o řetěz, ale malou silou (tlakem bez multiplikace). Přitom je uvolněn **V₁** i **V₂**.
3. Stlačením **V₁** se dostane vstupní tlak do multiplikátoru a vytlačuje multiplikovaný tlak do **S**, kde započne stříh.
4. K přestřižení je nutné opakovaně multiplikovat pomocí stlačení ventilu **V₂** a následně **V₁**.
5. Po přestřižení řetězu je třeba uvolnit tlak v systému:
 - **R** do polohy **2**
 - Stlačení **V₂**Následně se válce vrátí do výchozí polohy.
6. Uzavření **P** a odpojení od sítě.

4.2 Volba multiplikátoru – výpočet rozměrů (průměrů, zdvihu a tloušťky stěn)

• Výpočet hydrodynamické multiplikace

Na obr. 3.2 je zjednodušeně zobrazen princip a konstrukční uspořádání stříhačky s multiplikátorem. Pro výpočet jednotlivých průměrů pístů v systému toto schéma plně dostačuje. Velikosti jednotlivých pístů je volena v závislosti na požadované multiplikační schopnosti a také na požadované střížné síle. Při volbě jednotlivých průměrů byl brán ohled na jejich průměr také z důvodu možnosti použití normalizovaných těsnění. [13]



Obr. 3.2

Základní vztahy pro výpočet:

$$F = p_x \cdot S_p \quad [N]$$

současně platí rovnice **hydraulického převodu**:

$$p_1 \cdot S_{p1} = p_2 \cdot S_{p2}$$

Vstupní parametry:

- tlak $p_1 = 25$ [MPa]
- vnější průměr pístu se volí dle [13] $d_{p1} = 52$ [mm]

Výstupní parametry:

- vnitřní průměr pístu se volí dle [13] $d_{p2} = 28$ [mm]

$$\text{- tlak } p_2 = \frac{p_1}{\left(\frac{d_{p2}}{d_{p1}}\right)^2} = \frac{25}{\left(\frac{28}{52}\right)^2} = 86,23 \text{ [MPa]}$$

Ze vstupních a výstupních parametrů vypočítáme multiplikační schopnost:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{86,23}{25} = 3,45$$

Multiplikační schopnost v tomto případě je **3,45:1** nicméně získaný tlak p_2 je dostačující. Vzhledem k použitým těsněním na pístech a pístnicích, které dovolují maximální tlak 80 [MPa]. Je proto v systému zapojen pojistný tlakový ventil, který je nastaven na hodnotu 80 [MPa].

Výhodou této nestandardní multiplikační schopnosti je především získání většího provozního objemu multiplikované hydraulické kapaliny, což ve výsledku umožní přestříhnutí řetězu na menší počet cyklů multiplikátoru. Za jistou nevýhodu by se dal považovat nárůst hmotnosti, který je ovšem vzhledem k celkové hmotnosti stříhačky zanedbatelný.

4.3 Výpočet stříhacího pístu

Zde je opět pro výpočet použito schématu z obr. 3.2, kde je patrná konstrukce a tlakové působení na střížný píst. Píst je konstrukčně navržen tak, aby se při uvolnění rozvaděče samovolně vrátil do výchozí polohy působením tlaku p_1 z centrálního obvodu.

Použitá konstrukce způsobuje, že působení tlaku p_1 na píst trvale vyvozuje sílu F_{p1} . Síla F_{p1} ovšem působí proti výsledné střížné síle F_s a „najížděcí“ síle F_N . Je tedy nutné tuto sílu F_{p1} odečíst od síly F_{p2} , kterou vyvozuje multiplikovaný tlak p_{2SK} na čelo pístu, respektive od síly F_{N2} , kterou vyvozuje vstupní tlak p_1 . Multiplikovaný tlak p_{2SK} je konečný tlak působící na střížný píst a jeho hodnota je dána nastavením tlakového pojistného ventilu.

Parametry střížného pístu:

- Tlak vyvozující vratný pohyb pístu:

$$P_1 = 25 \text{ [MPa]}$$

- Multiplikovaný tlak zredukovaný tlakovým ventilem vyvozující střížnou sílu:

$$P_{2SK} = 80 \text{ [MPa]}$$

Výpočet rozměrů pístu $\varnothing d_{p3}$ a $\varnothing d_{p4}$:

- Návrhový fiktivní průměr pístu $\varnothing d_{px}$:

$$F_{SZ} = p_{2SK} \cdot S_{pX} = p_{2SK} \cdot \frac{\pi \cdot d_{pX}^2}{4} \Rightarrow d_{pX} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{SZ}}{p_{2SK} \cdot \pi}}$$

$$d_{pX} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{SZ}}{p_{2SK} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 700 \cdot 10^3}{80 \cdot \pi}} = 105,5 [mm]$$

Tato hodnota je orientační a poslouží pouze pro návrh skutečného průměru $\varnothing d_{p3}$.
Skutečný průměr pístu se zvolil $\varnothing d_{p3} = 110 [mm]$ a na něm závislý průměr $\varnothing d_{p4} = 100 [mm]$.

Z navolených průměrů se určí síly působící na píst a z nich výsledná střížná síla F_S a „najížděcí“ síla F_N .

Síla působící ve směru stříhu při dodání multiplikovaného tlaku p_{2SK} :

$$F_{p2} = p_{2SK} \cdot S_{p3} = p_{2SK} \cdot \frac{\pi \cdot d_{p3}^2}{4} = 80 \cdot \frac{\pi \cdot 110^2}{4} = 760265,5 [N]$$

Síla působící ve směru stříhu při dodání tlaku z centrálního obvodu (najížděcí síla):

$$F_{N2} = p_1 \cdot S_{p3} = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_{p3}^2}{4} = 25 \cdot \frac{\pi \cdot 110^2}{4} = 237582,9 [N]$$

Síla vratně působící na píst:

$$F_{p1} = p_1 \cdot (S_{p3} - S_{p4}) = p_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{p3}^2 - d_{p4}^2) = 25 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (110^2 - 100^2) = 41233,4 [N]$$

Výsledná „najížděcí“ síla:

$$F_N = F_{N2} - F_{p1} = 237582,9 - 41233,4 = 196349,5 [N] \approx \mathbf{196 [kN]}$$

Výsledná maximální střížná síla:

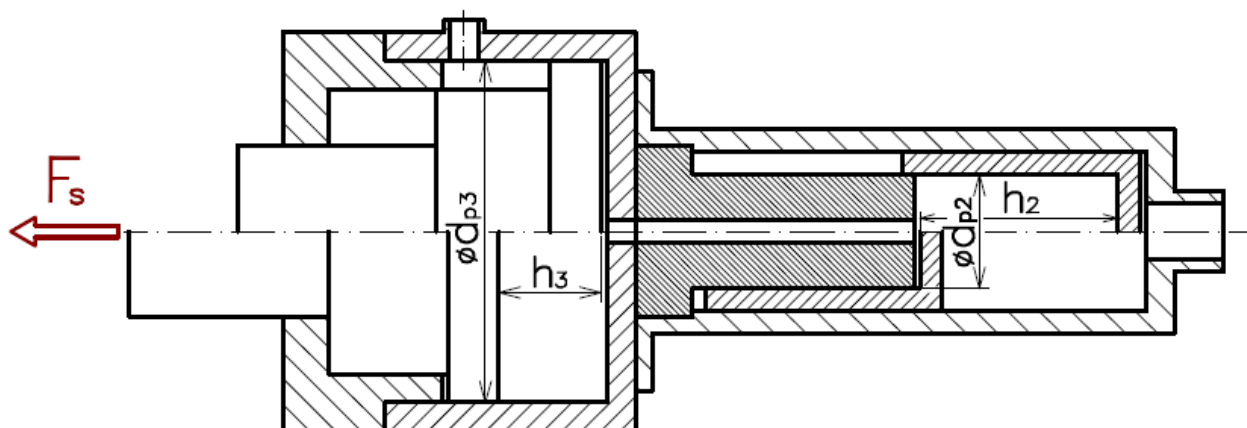
$$F_S = F_{p2} - F_{p1} = 760265,5 - 41233,4 = 719032,1 [N] \approx \mathbf{719 [kN]}$$

4.4 Zdvih střížného pístu (objem hydraulické kapaliny potřebný k přestřižení), zdvih multiplikátoru, počet cyklů multiplikátoru

Stříhačka řetězů je navržena pro stříhání řetězu do průměru $\varnothing 30 [mm]$. S přidáním vůlí na možnost bezproblémového ustavení řetězu a faktu, že střížné nože jsou v krajní poloze plně vysunutého pístu od sebe vzdáleny minimálně 1 [mm] lze stanovit maximální zdvih střížného pístu h_{3max} .

$$h_{3max} = \max. \varnothing \text{ článku řetězu} + \text{manipulační vůle} - \text{vůle mezi noži}$$

$$h_{3max} = 30 + 4 - 1 = 33 [mm]$$



Obr. 3.3

Na průměru pístu $\varnothing d_{p3}$ je nutné dodat potřebný objem $V_{Smax.}$ multiplikované hydraulické kapaliny tak aby se dosáhlo potřebného zdvihu $h_{3max.}$. Na obr. 3.3 je schematicky znázorněn střížný píst v obou krajních polohách.

$$V_{Smax.} = S_{p3} \cdot h_{3max.} = \frac{\pi \cdot d_{p3}^2}{4} \cdot h_{3max.} = \frac{\pi \cdot 110^2}{4} \cdot 33 = 313609,49 [\text{mm}^3]$$

Zdvih multiplikačního pístu se volí s přihlédnutím na velikost, konstrukci a hmotnost stříhačky. Zvolená hodnota zdvihu multiplikačního pístu $h_2 = 40$ [mm] vytváří při jednom zdvihu na průměru $\varnothing d_{p2}$ multiplikační objem V_M .

$$V_M = S_{p2} \cdot h_2 = \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot h_2 = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} \cdot 40 = 19634,95 [\text{mm}^3]$$

Aby stříhačce byl dodán potřebný objem multiplikované hydraulické kapaliny o tlaku p_2 , je nutné multiplikační proces opakovat do doby než bude platit rovnice $V_S = n \cdot V_M$, kde n je počet pracovních cyklů multiplikátoru. Počet opakování (cyklů) je závislý na průměru stříhaného řetězu, kdy velikost zdvihu h_3 je rovna \varnothing článku řetězu s odečtením vůle mezi noži.

$$h_3 = \varnothing \text{ článku řetězu} - 1 [\text{mm}]$$

V závislosti na změně zdvihu h_3 se bude měnit velikost potřebného střižného objemu V_S a tím tedy i počet cyklů multiplikátoru. Pro vysokopevnostní řetězy dle ČSN 02 3215 uvedené v tab. 2.1 jsou vypočtené hodnoty potřebných počtů cyklů multiplikátoru uvedeny v tab. 3.1. K tab. 3.1 je přidán vzorový výpočet počtu cyklů pro průměr řetězu $\varnothing 30$ [mm].

Potřebný multiplikovaný objem pro přestřihnutí článku $\varnothing 30$ [mm]:

$$V_{S(30)} = S_{p3} \cdot h_{3(30)} = \frac{\pi \cdot d_{p3}^2}{4} \cdot h_{3(30)} = \frac{\pi \cdot 110^2}{4} \cdot (30 - 1) = 275596,2 [\text{mm}^3]$$

Určení počtu cyklů multiplikátoru:

$$V_{S(30)} = n \cdot V_M \Rightarrow n = \frac{V_{S(30)}}{V_M} = \frac{275596,2}{19634,95} = 14,04$$

Tab. 3.1

Průměr článku řetězu $\varnothing d$ [mm]	Potřebný střižný objem $V_{S(d)}$ [mm ³]	$\frac{V_{S(d)}}{V_M}$	Počet cyklů multiplikátoru $\approx n$
14	123543,1	6,3	6
16	142549,8	7,3	7
18	161556,4	8,2	8
22	199569,7	10,2	10
24	218576,3	11,1	11
26	237582,9	12,1	12
30	275596,2	14,04	14

Je pravděpodobné, že k přestřihnutí článku řetězu dojde ještě dříve, než se píst dostane do své krajní polohy. To patřičně sníží hodnotu potřebné multiplikované kapaliny a tím i počet cyklů multiplikátoru. Počty cyklů multiplikátoru zaznamenané v tab. 3.1 jsou získané za předpokladu vykonání celé dráhy pístu. To je důvod, proč se počet cyklů multiplikátoru zaokrouhloval na spodní hranice cyklů. Skutečné počty cyklů multiplikátoru pro jednotlivé průměry článku řetězu nelze objektivně bez použití experimentu zjistit, jejich hodnoty ale nepřekročí hodnoty v tab. 3.1.

5 Pevnostní výpočet

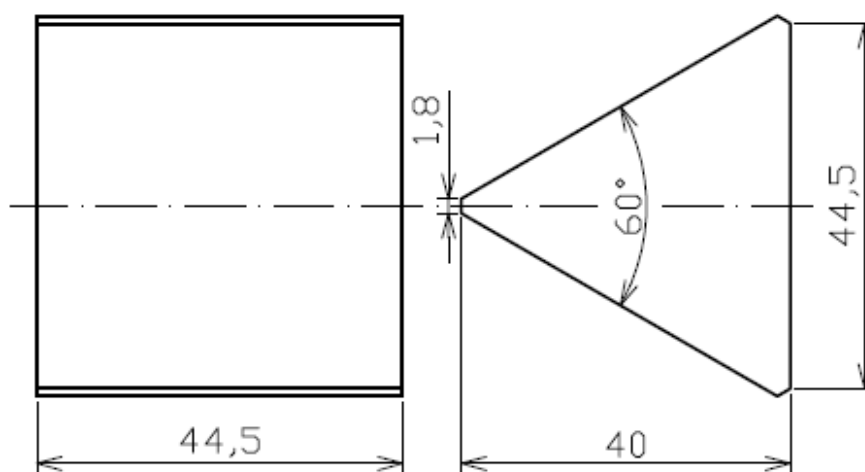
• Volba materiálu

Veškeré namáhané součásti stříhačky budou vyrobeny z materiálu 15 230.7.

Specifikace materiálu 15 230:

- Mez pevnosti $R_m = 980$ až 1180 [MPa].
- Mez kluzu $R_e = 835$ [MPa].
- Ocel je zušlechtěná na střední mez pevnost obvyklou pro danou ocel (XX XXX.7):
mez pevnosti zušlechtěné oceli: $R_m = 1080$ [MPa].

5.1 Kontrola otláčení pístu a tělesa stříhačky od tlaku stříhacího nože



Obr. 4.1

Na obr. 4.1 je rozměrové schéma střížného nože. Střížná síla přenáší přes nůž tlak, který působí na střížný píst a na těleso stříhačky. Materiál nože je z nástrojové oceli a jeho pevnost je výše než pevnost tělesa a pístu stříhačky, proto se kontrola na otláčení vztahuje na použitý materiál 15 230.7.

Tlak nože na píst (těleso) stříhačky:

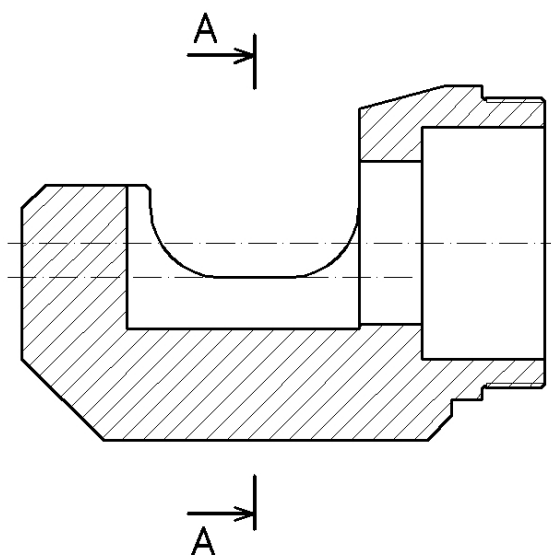
$$p_N = \frac{F_S}{S_N} = \frac{719 \cdot 10^3}{44,5^2} = 363,09 [\text{MPa}]$$

Kontrola bezpečnosti na otláčení:

$$k_{PN} = \frac{R_e}{p_N} = \frac{835}{363,09} = 2,3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

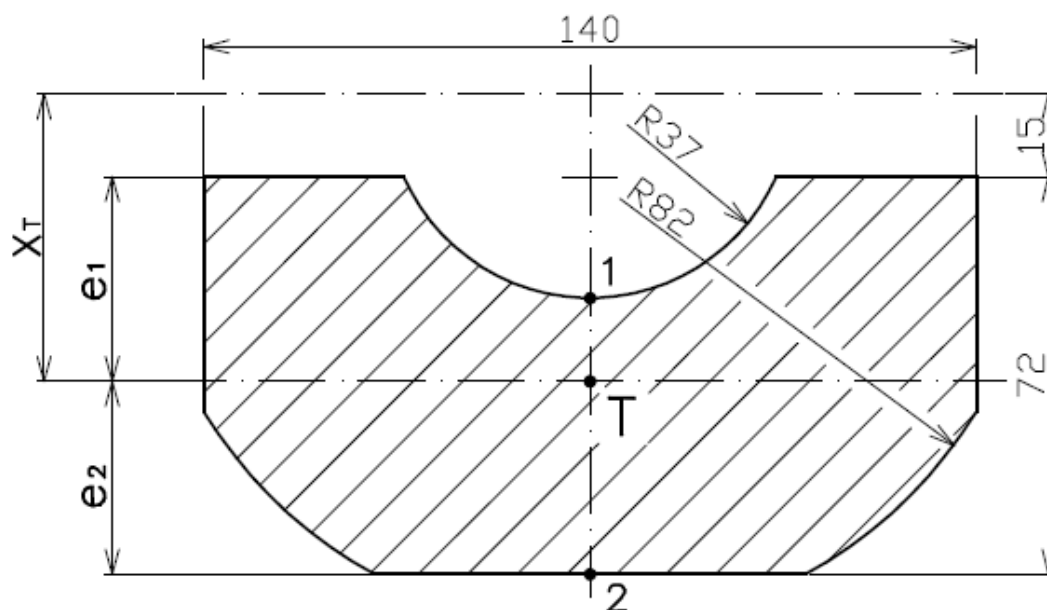
5.2 Kontrola třmenu stříhačky

V tělese stříhačky vzniká kombinace tahového napětí a ohybového napětí vlivem působení střížné síly F_S . Na obr. 4.2 je naznačen průřez A-A, ve kterém se provedl výpočet napětí a kontrola bezpečnosti tělesa stříhačky.



Obr. 4.2

Pro výpočet je nutné znát geometrické parametry průřezu, vzhledem k tvarové složitosti tvaru průřezu jsou potřebné parametry získané z programu AutoCAD Mechanical 2007 (viz tab. 4.1). Průřez A-A je společně s potřebnými rozměrovými parametry znázorněn v obr. 4.3.



Obr. 4.3

Tab. 4.1

Plocha průřezu A-A	$S_{A-A} = 8266,436 \text{ [mm}^2\text{]}$
Moment setrvačnosti	$J_T = 2954140 \text{ [mm}^4\text{]}$
Vzdálenost těžiště od působíště síly F_S	$x_T = 52,06 \text{ [mm]}$
Vzdálenost těžiště od horního vlákna průřezu	$e_1 = 37,06 \text{ [mm]}$
Vzdálenost těžiště od dolního vlákna průřezu	$e_2 = 34,94 \text{ [mm]}$

Tahové napětí v průřezu A-A od střížné síly F_S :

$$\sigma_{tah(A-A)} = \frac{F_S}{S_{A-A}} = \frac{719 \cdot 10^3}{8266,436} = 86,98 \text{ [MPa]}$$

Ohybový moment od střížné síly F_S :

$$M_o = F_S \cdot x_T = 719 \cdot 10^3 \cdot 52,06 = 37431140 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Ohybové napětí v horním vlákně průřezu:

$$\sigma_{ohyb(1)} = \frac{M_o \cdot e_1}{J_T} = \frac{37431140 \cdot 37,06}{2954140} = 469,58 \text{ [MPa]}$$

Ohybové napětí v dolním vlákně průřezu:

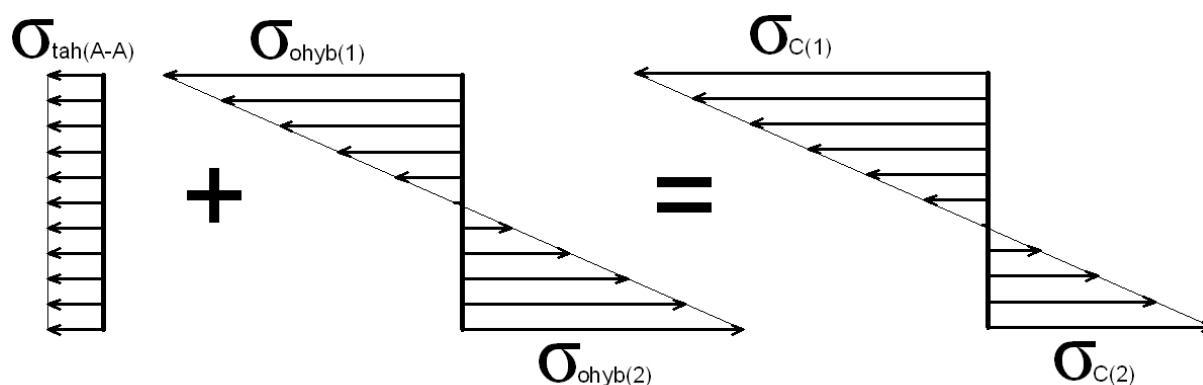
$$\sigma_{ohyb(2)} = \frac{M_o \cdot e_2}{J_T} = \frac{37431140 \cdot 34,94}{2954140} = 442,72 \text{ [MPa]}$$

Superpozice napětí (celkové napětí) v horním vlákně průřezu:

$$\sigma_{C(1)} = \sigma_{tah(A-A)} + \sigma_{ohyb(1)} = 86,98 + 469,58 = 556,56 \text{ [MPa]}$$

Superpozice napětí (celkové napětí) v dolním vlákně průřezu:

$$\sigma_{C(2)} = \sigma_{tah(A-A)} + \sigma_{ohyb(2)} = 86,98 - 442,72 = -355,74 \text{ [MPa]}$$



Obr. 4.4

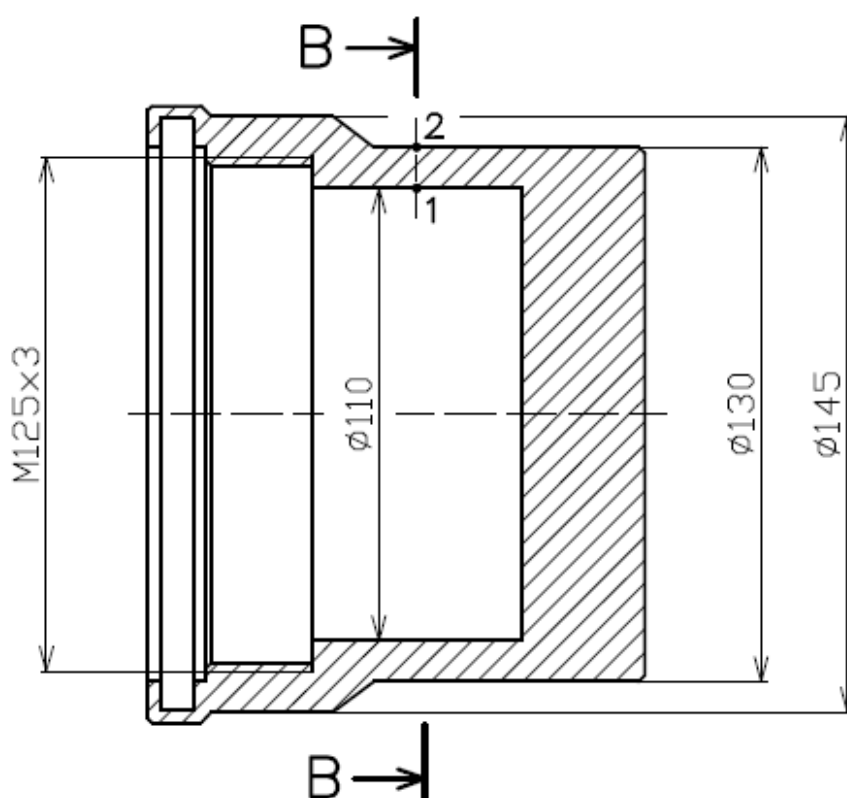
Výsledná napětí v průřezu jsou znázorněna na obr. 4.4 a z výsledků je zřejmé, že největší napětí působí v horních vláknech průřezu. Kontrola průřezu a její výsledná bezpečnost se bude tedy vztahovat k celkovému napětí $\sigma_{C(1)}$, v horních vláknech průřezu A-A.

Kontrola bezpečnosti průřezu A-A k mezi kluzu:

$$k_{A-A} = \frac{Re}{\sigma_{C(1)}} = \frac{835}{556,56} = 1,5 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

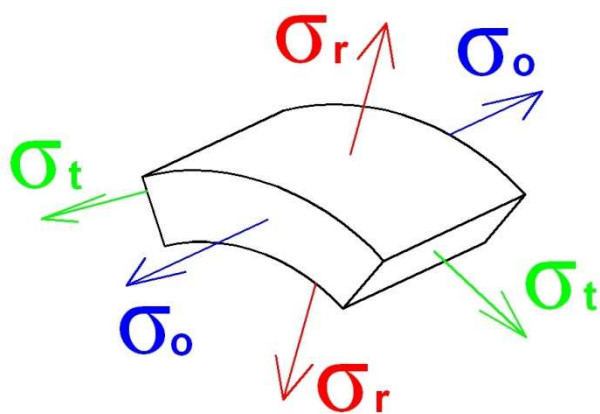
5.3 Stěna střihačoho válce zatížená vnitřním přetlakem

Víko je ve válcové části namáháno trojosou napjatostí. Tato napjatost vzniká z přetlaku uvnitř nádoby. Pro výpočet je schematicky znázorněno víko na obr. 4.5 společně s průřezem B-B, pro který se kontrola provádí.

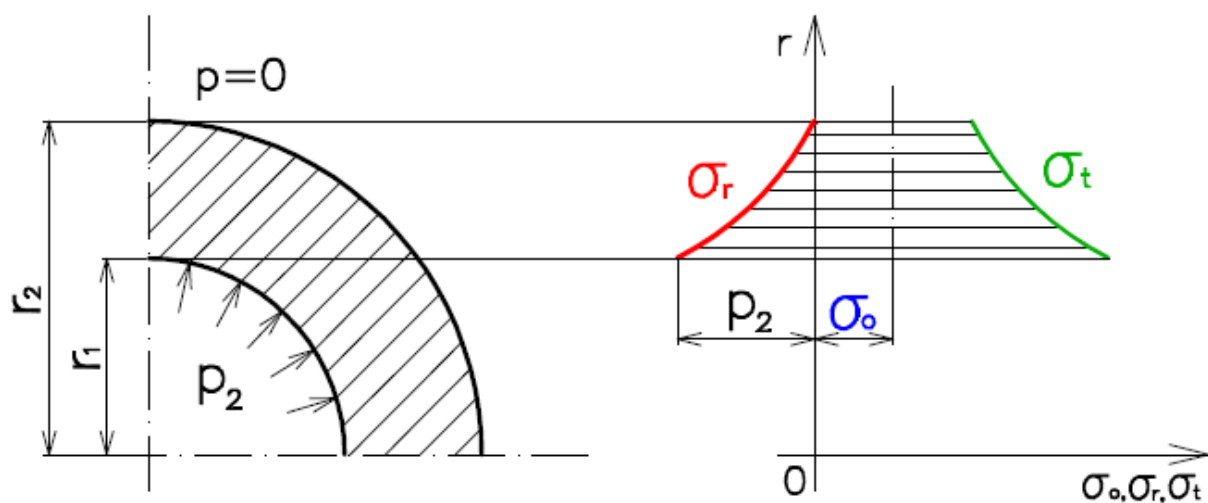


Obr. 4.5

Směr působení jednotlivých napětí v elementu víka zobrazuje obr. 4.6. Působením tlaku p_{2SK} ve válci vzniká osově napětí σ_o od tahové síly, která je shodná se silou F_{p2} . Zároveň přetlak ve válci vytváří tečné napětí σ_t a radiální napětí σ_r .



Obr. 4.6



Obr. 4.7

Osové napětí σ_o v průřezu B-B:

$$\sigma_o = \frac{F_{p2}}{S_{B-B}} = \frac{4 \cdot 760,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot (130^2 - 110^2)} = 201,6 [MPa]$$

Hlavní napětí σ_t a σ_r od vnitřního přetlaku p_{2SK} :

- Okrajové podmínky:

$$r = r_1 \Rightarrow \sigma_r = -p_{2SK}$$

$$r = r_2 \Rightarrow \sigma_r = 0$$

- Určení integračních konstant:

$$C_1 = \frac{p_{2SK} \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{80 \cdot 55^2}{65^2 - 55^2} = 201,7 [MPa]$$

$$C_2 = \frac{p_{2SK} \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{80 \cdot 55^2 \cdot 65^2}{65^2 - 55^2} = 852041,7 [N]$$

- Napětí na vnitřní ploše víka:

$$\sigma_{r(1)} = C_1 - \frac{C_2}{r_1^2} = 201,7 - \frac{852041,7}{55^2} = -79,9 [MPa]$$

$$\sigma_{t(1)} = C_1 + \frac{C_2}{r_1^2} = 201,7 + \frac{852041,7}{55^2} = 483,3 [MPa]$$

- Napětí na vnější ploše víka:

$$\sigma_{r(2)} = C_1 - \frac{C_2}{r_2^2} = 201,7 - \frac{852041,7}{65^2} = 0 [MPa]$$

$$\sigma_{t(2)} = C_1 + \frac{C_2}{r_2^2} = 201,7 + \frac{852041,7}{65^2} = 403,3 [MPa]$$

- Celkové napětí na vnitřní ploše víka podle Beltramiovy hypotézy:

μ ... Poissonova konstanta ($\mu = 0,3$)

$$\sigma_{red(1)} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{r(1)}^2 + \sigma_{t(1)}^2 - 2 \cdot \mu \cdot (\sigma_o \cdot \sigma_{r(1)} + \sigma_{r(1)} \cdot \sigma_{t(1)} + \sigma_o \cdot \sigma_{t(1)})}$$

$$\sigma_{red(1)} = \sqrt{201,6^2 - 79,9^2 + 483,3^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot (201,6 \cdot (-79,9) + (-79,9) \cdot 483,3 + 201,6 \cdot 483,3)}$$

$$\sigma_{red(1)} = 492,2 [MPa]$$

- Celkové napětí na vnější ploše víka podle Beltramiovy hypotézy:

$$\sigma_{red(2)} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{r(2)}^2 + \sigma_{t(2)}^2 - 2 \cdot \mu \cdot (\sigma_o \cdot \sigma_{r(2)} + \sigma_{r(2)} \cdot \sigma_{t(2)} + \sigma_o \cdot \sigma_{t(2)})}$$

$$\sigma_{red(2)} = \sqrt{201,6^2 + 0^2 + 403,3^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot (201,6 \cdot 0 + 0 \cdot 403,3 + 201,6 \cdot 403,3)}$$

$$\sigma_{red(2)} = 393,1 [MPa]$$

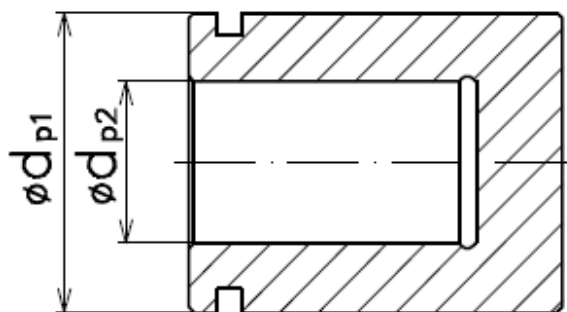
- **Kontrola bezpečnosti stěny válcové části víka (v průřezu B-B):**

Největší napětí je na vnitřní ploše válce víka, kontrolu bezpečnosti provedeme tedy pro napětí $\sigma_{red(1)}$.

$$k_{B-B} = \frac{Re}{\sigma_{red(1)}} = \frac{835}{492,2} = 1,7 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.4 Kontrola multiplikačního pístu a návrh jeho uložení

Působení pouze dvojosé napjatosti, vzniklé z vnitřního přetlaku. V tomhle případě zde nevzniká napětí v ose pístu. Na vnitřní ploše pístu působí multiplikovaný tlak p_2 . Ze zkušeností z kapitoly 4.3 je zřejmé, že při působení tlaku na vnitřním průměru je největší napětí také na vnitřním průměru. Proto se kontrola multiplikačního pístu bude vztahovat pouze k vnitřnímu průměru.



Obr. 4.8

Hlavní napětí σ_t a σ_r od vnitřního přetlaku p_{2SK} :

$$r_{p2} = \frac{d_{p1}}{2} = \frac{52}{2} = 26 [mm]$$

$$r_{p1} = \frac{d_{p2}}{2} = \frac{28}{2} = 14 [mm]$$

- Určení integračních konstant:

$$C_1 = \frac{p_2 \cdot r_{p1}^2}{r_{p2}^2 - r_{p1}^2} = \frac{86,23 \cdot 14^2}{26^2 - 14^2} = 35,2 [MPa]$$

$$C_2 = \frac{p_2 \cdot r_{p1}^2 \cdot r_{p2}^2}{r_{p2}^2 - r_{p1}^2} = \frac{86,23 \cdot 14^2 \cdot 26^2}{26^2 - 14^2} = 23802,4 [N]$$

- Napětí na vnitřní ploše víka:

$$\sigma_{r(1)} = C_1 - \frac{C_2}{r_{p1}^2} = 35,2 - \frac{23802,4}{14^2} = -86,2 [MPa]$$

$$\sigma_{t(1)} = C_1 + \frac{C_2}{r_{p1}^2} = 35,2 + \frac{23802,4}{14^2} = 156,7 [MPa]$$

- Tečné napětí na vnější ploše víka:

$$\sigma_{t(2)} = C_1 + \frac{C_2}{r_{p2}^2} = 35,2 + \frac{23802,4}{26^2} = 70,4 [MPa]$$

- Celkové napětí na vnitřní ploše víka podle Beltramiovy hypotézy:

μ ... Poissonova konstanta ($\mu = 0,3$)

$$\sigma_{red(1)} = \sqrt{\sigma_{r(1)}^2 + \sigma_{t(1)}^2 - 2 \cdot \mu \cdot (\sigma_{r(1)} \cdot \sigma_{t(1)})}$$

$$\sigma_{red(1)} = \sqrt{(-86,2)^2 + 156,7^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot (-86,2 \cdot 156,7)} = 200,2 [MPa]$$

- **Kontrola bezpečnosti k mezi kluzu u stěny multiplikátoru:**

$$k_M = \frac{Re}{\sigma_{red(1)}} = \frac{835}{200,2} = 4,2 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Výpočet deformace na vnějším průměru multiplikačního pístu:

Tento výpočet se provádí, aby nedošlo vlivem deformace multiplikačního pístu ke ztrátě vůle mezi pístem a pístnicí. To by způsobilo zablokování pístu a tím i nefunkčnost multiplikátoru.

Rovnice vycházející z rozšířeného Hookeova zákona pro trojosou napjatost [5]:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o)] = \frac{\Delta r_{p2}}{r_{p2}}$$

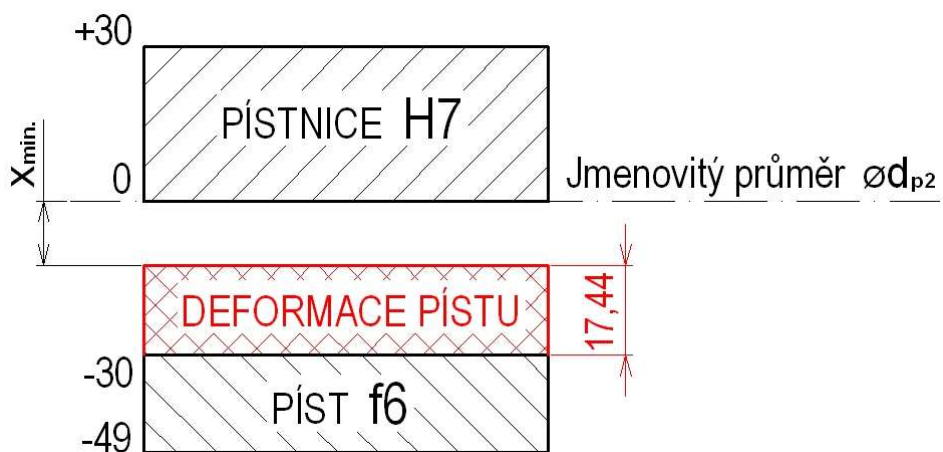
Z této rovnice je možné určit změnu poloměru Δr_2 . Vzhledem k tomu, že na multiplikační píst nepůsobí složka osového napětí σ_o a na vnějším poloměru pístu je složka radiálního napětí $\sigma_r = 0$, tak je výchozí rovnice patřičně zjednodušena.

$$\Delta r_{p2} = \frac{r_{p2}}{E} \cdot \sigma_{t(2)} = \frac{26}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 70,4 = 0,00872 [mm]$$

Deformace vzniklá na průměru d_{p1} je tedy:

$$\Delta d = 2 \cdot \Delta r_{p2} = 2 \cdot 0,00872 = 0,01744 [mm] = 17,44 [\mu m]$$

Mezi multiplikačním pístem a pístnicí, ve které se bude tento píst pohybovat je **uložení s vůlí H7/f6**. Pro uložení pístů hydraulických strojů se běžně užívá uložení H7/g6, ovšem vzhledem ke vzniklým deformacím způsobených tlakem p_2 by mohlo dojít ke ztrátě vůle. Proto užitím již zmíněného uložení H7/f6 získáme potřebnou rezervu pro vzniklé deformace, aniž by došlo ke ztrátě vůle. Znázornění úchylek pístu, pístnice a deformací na pístu je na obr. 4.9.



Obr. 4.9

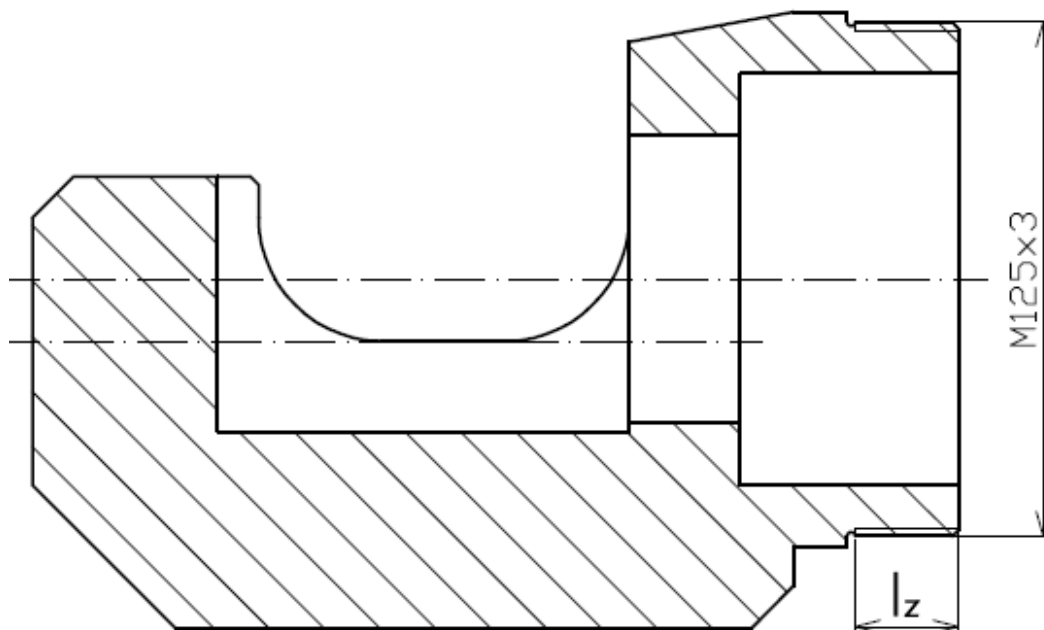
Výpočet minimální vůle $x_{min.}$ mezi pístem a pístnicí:

$$x_{min.} = -30 + 17,44 = -12,56 [\mu m]$$

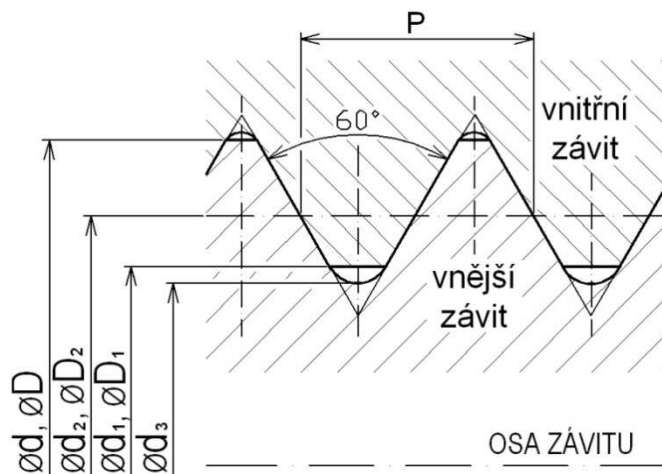
5.5 Závity

• Závit třmenu střihačky:

Materiál třmenu 15 230.7 → podle ČSN EN ISO 898-1 tento materiál odpovídá třídě pevnosti šroubu 10.9 [2]. Závit třmenu střihačky je zobrazen na obr. 4.10.



Obr. 4.10



Obr. 4.11

Tab. 4.2 - Základní rozměry metrického závitu M125x3 [1]:

Velký průměr závitu třmenu (jmenovitý)	d = 125 [mm]
Velký průměr závitu víka (jmenovitý)	D = 125 [mm]
Malý průměr závitu třmenu	d₁ = 121,752 [mm]
Malý průměr závitu víka	D₁ = 121,752 [mm]
Střední průměr závitu třmenu	d₂ = 123,051 [mm]
Střední průměr závitu víka	D₂ = 123,051 [mm]
Malý průměr závitu třmenu ve vrcholu zaoblení závitového dna	d₃ = 121,319 [mm]
Rozteč závitu	P = 3 [mm]

Kontrola závitu na otlačení:

Závit je namáhán tahem víka, což odpovídá síle F_{p2} vyvozené multiplikovaným tlakem na plochu dna víka.

- Měrný tlak v závitech:

Délka závitu se volí: $l_z = 27$ [mm].

Počet závitů: $n_z = \frac{l_z}{P} = \frac{27}{3} = 9[-]$

$$p_z = \frac{F_s}{n_z \cdot S_z} = \frac{4 \cdot F_{p2}}{n_z \cdot \pi \cdot (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 760,2 \cdot 10^3}{9 \cdot \pi \cdot (125^2 - 121,752^2)} = 134,2 [\text{MPa}]$$

- Kontrola bezpečnosti na otlačení závitu:

Pro pevnostní třídu šroubu 10.9 je dovolený tlak v závitech $p_D = 200$ [MPa] [2].

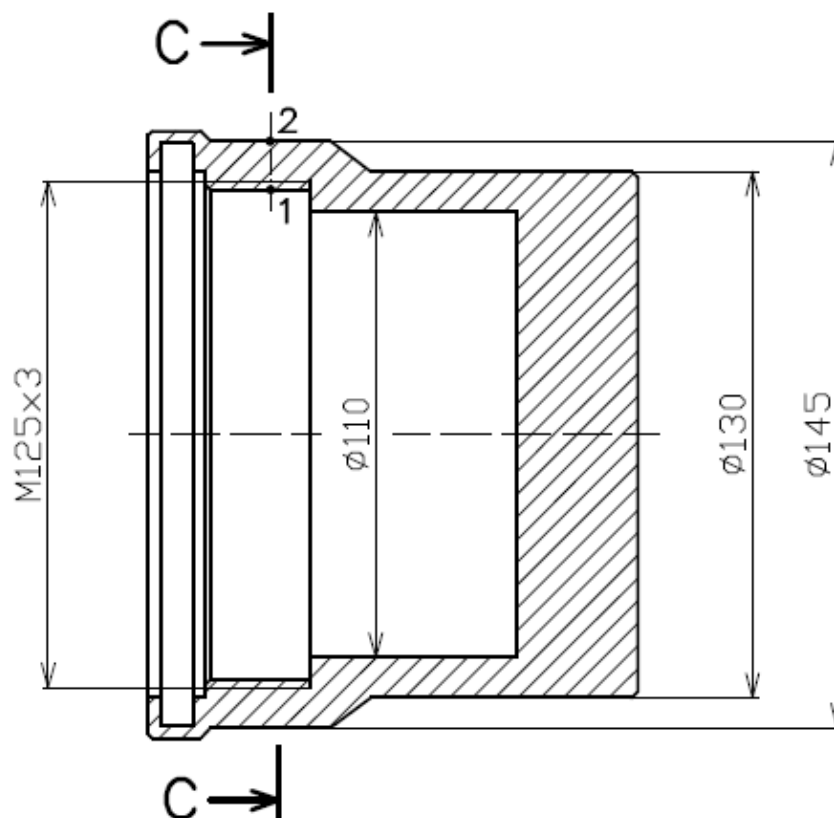
$$k_{pz1} = \frac{p_D}{p_z} = \frac{200}{134,2} = 1,5 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

- **Závit válcového víka stříhačky (C-C):**

Kontrola závitu na otláčení:

M125x3 – výpočet je stejný jako u výpočtu otláčení závitu třmene. Materiál víka je stejný jako třmenu – závit víka z hlediska kontroly na otláčení **VYHOVUJE**.

Kontrola napětí v průřezu C-C:



Obr. 4.12

V tomto průřezu působí trojosá napjatost, a to:

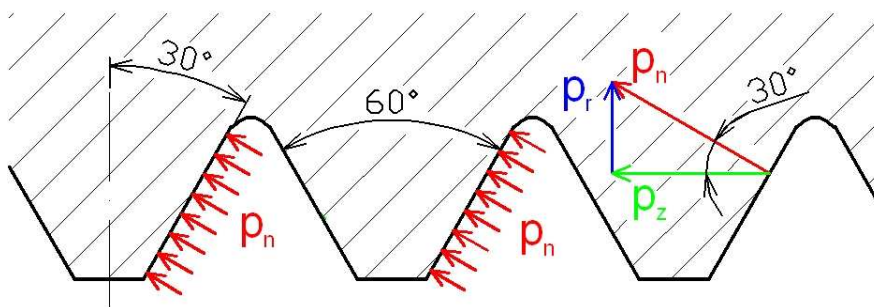
σ_o – osově napětí od tahu víka

σ_r – radiální napětí od tlaku v závitech

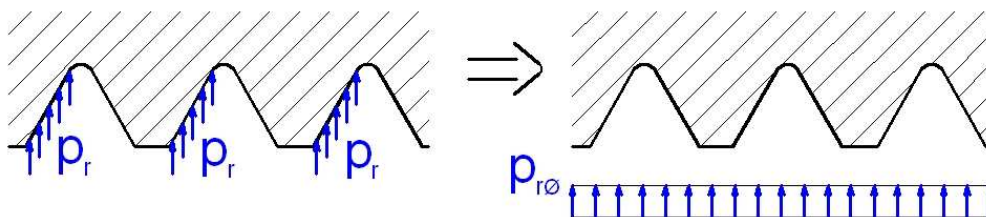
σ_t – tečné napětí od tlaku v závitech

Působením síly F_{p2} vzniká mezi třmenem a víkem normální tlak p_n , který je kolmý na boční plochu závitu a je tvořen složkami p_z a p_r . Radiální složka p_r způsobuje „roztážení matice (víka)“. Matici lze tedy považovat za nádobu s víkem, namáhanou vnitřním přetlakem $p_{r\phi}$.

Demonstruje to schematické znázornění na obr. 4.13 a obr. 4.14.



Obr. 4.13



Obr. 4.14

- **Stanovení osového napětí:**

$$\sigma_o = \frac{F_{p2}}{S_{C-C}} = \frac{4 \cdot 760,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot (145^2 - 125^2)} = 179,2 [MPa]$$

- **Stanovení hlavních napětí σ_r a σ_t :**

Radiální tlak p_r působí pouze na jeden bok závitu, potom jeho hodnota bude rozložena na celou plochu a získáme radiální tlak $p_{r\phi}$.

$$p_{r\phi} = \frac{p_r}{2} = \frac{p_z \cdot \tan 30^\circ}{2} = \frac{134,2 \cdot \tan 30^\circ}{2} = 38,7 [MPa]$$

- Nejvíce je namáhán vnitřní poloměr průřezu:

$$r_1 = \frac{125}{2} = 62,5 [mm]$$

- Vnější poloměr:

$$r_2 = \frac{145}{2} = 72,5 [mm]$$

- Určení integračních konstant:

$$C_1 = \frac{p_{r\phi} \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{38,7 \cdot 62,5^2}{72,5^2 - 62,5^2} = 112 [MPa]$$

$$C_2 = \frac{p_{r\phi} \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{38,7 \cdot 62,5^2 \cdot 72,5^2}{72,5^2 - 62,5^2} = 588590,5 [N]$$

- Napětí na vnitřní ploše víka (největší napětí):

$$\sigma_{r(1)} = C_1 - \frac{C_2}{r_1^2} = 112 - \frac{588590,5}{62,5^2} = -38,7 [MPa]$$

$$\sigma_{t(1)} = C_1 + \frac{C_2}{r_1^2} = 112 + \frac{588590,5}{62,5^2} = 262,7 [MPa]$$

- Celkové napětí na vnitřní ploše víka podle Beltramiovy hypotézy:

μ ... Poissonova konstanta ($\mu = 0,3$)

$$\sigma_{red(1)} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{r(1)}^2 + \sigma_{t(1)}^2 - 2 \cdot \mu \cdot (\sigma_o \cdot \sigma_{r(1)} + \sigma_{r(1)} \cdot \sigma_{t(1)} + \sigma_o \cdot \sigma_{t(1)})}$$

$$\sigma_{red(1)} = \sqrt{179,2^2 - 38,7^2 + 262,7^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot (179,2 \cdot (-38,7) + (-38,7) \cdot 262,7 + 179,2 \cdot 262,7)}$$

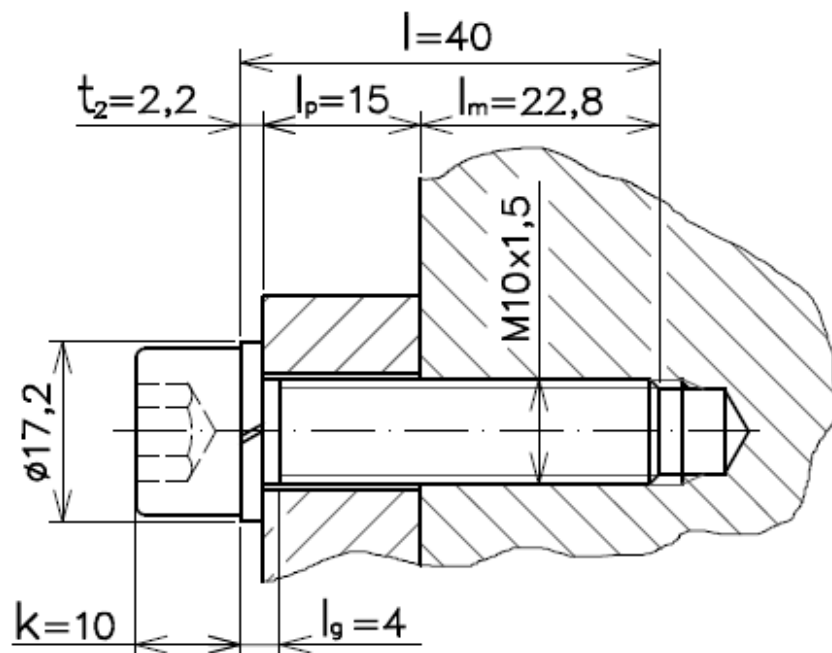
$$\sigma_{red(1)} = 285,7 [MPa]$$

- **Kontrola bezpečnosti k mezi kluzu v průřezu C-C:**

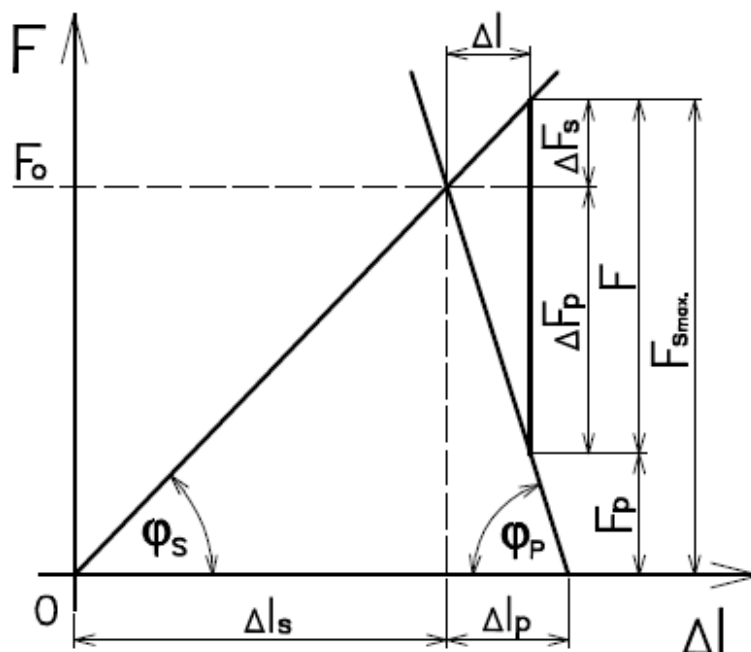
$$k_{C-C} = \frac{Re}{\sigma_{red(1)}} = \frac{835}{285,7} = 2,9 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.6 Spojovací šrouby

Samotná stříhačka je s multiplikátorem spojena pomocí 4 šroubů, stejně jako multiplikátor s ovládacím prvkem stříhačky. Síla, která na šrouby působí je vyvozena tlakem působícím v multiplikátoru na plochu multiplikačního pístu.



Obr. 4.15



Obr. 4.16

Pro pevnostní třídu šroubu 8.8 je dle [2]:

- dovolený tlak: $P_D = 150 \text{ [MPa]}$
- mez kluzu: $R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ [MPa]}$

Síla působící na šrouby:

$$F_M = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} = 86,23 \cdot \frac{\pi \cdot 28^2}{4} = 53096,3 \text{ [N]}$$

Síla působící na 1 šroub:

$$F_{\dot{s}} = \frac{F_M}{4} = \frac{53096,3}{4} = 13274,1 \text{ [N]}$$

Konstanta tuhosti šroubu:

$$c_s = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot k + l_g}{10^2} + \frac{l - l_m - l_g + \frac{1}{2} \cdot l_m}{8,16^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot 10 + 4}{10^2} + \frac{40 - 22,8 - 4 + \frac{1}{2} \cdot 22,8}{8,16^2} \right)} = 346414,8 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Konstanta tuhosti přírub:

$$D_3 = d_{pod} + \frac{l_p}{2} \cdot \text{tg} \alpha = 17,2 + \frac{15}{2} \cdot \text{tg} 45^\circ = 24,7 \text{ [mm]}$$

$$c_p = \frac{E}{l_p} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_0^2) = \frac{2,1 \cdot 10^5}{15} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (24,7^2 - 11^2) = 5377825,43 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Přírůstek síly v přírubě:

$$\Delta F_p = F_{\dot{s}} \cdot \frac{c_p}{c_s + c_p} = 13274,1 \cdot \frac{5377825,43}{346414,8 + 5377825,43} = 12470,8 [N]$$

Minimální osová síla ve šroubu, předepínací síla:

Předepínací síla se volí: $F_p = 1700 [N]$

$$F_o = F_p + \Delta F_p = 1700 + 12470,8 = 14170,8 [N]$$

Maximální osová síla ve šroubu:

$$F_{\dot{s} \max.} = F_{\dot{s}} + F_p = 13274,1 + 1700 = 14974,1 [N]$$

Výpočet tahového napětí σ_t a smykového napětí τ ve šroubu v průřezu u hlavy šroubu:

- tahové napětí dolní

$$\sigma_{t\dot{s}} = \frac{4 \cdot F_{\dot{s} \max.}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 14974,1}{\pi \cdot 8,16^2} = 286,33 [MPa]$$

- úhel stoupání závitu

$$\gamma = \arctan \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} = \arctan \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,028^\circ$$

- úhel tření v závitové drážce

$$\varphi' = \arctan \frac{f_z}{\cos \beta} = \arctan \frac{0,17}{\cos 30^\circ} = 11,106^\circ$$

- moment tření v závitě šroubu

$$M_z = 0,5 \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 0,5 \cdot 14170,8 \cdot 9,026 \cdot \tan(3,028^\circ + 11,106^\circ) = 16104,2 [N \cdot mm]$$

- smykové napětí

$$\tau_{k\dot{s}} = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 16104,2}{\pi \cdot 8,16^3} = 150,9 [MPa]$$

- redukované napětí HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{t\dot{s}}^2 + 3 \cdot \tau_{k\dot{s}}^2} = \sqrt{286,33^2 + 3 \cdot 150,9^2} = 387,7 [MPa]$$

- **Kontrola bezpečnosti šroubu:**

$$k_{\dot{s}} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{387,7} = 1,65 \quad \Rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

Pro spojení multiplikátoru s tělem stříhačky a ovladačem se volí:

ŠROUB M10x40 ISO 4762.55

6 Popis funkce zařízení

V první fázi je nutné zajistit přísun tlaku z centrálního hydraulického rozvodu. Po zapojení na zdroj tlaku je třeba ustavit nože do své vzdálenější krajní polohy, aby bylo možné vložit stříhaný článek řetězu. Nože ustavíme do této krajní polohy pomocí rozvaděče, který je umístěn v horní části stříhačky. Dále je nutné zkontrolovat souosost břitů obou nožů a namazat jejich povrch mazacím tukem. Mazání nožů tukem snižuje potřebnou střížnou sílu a prodlužuje jejich životnost.

Ve druhé fázi je již stříhačka připravená k uložení článku řetězu mezi břity stříhačky. Článek řetězu se vloží kolmo mezi stříhací nože tak, aby se navazující články neopíraly o třmen stříhačky. Z hlediska bezpečnosti je potřeba před začátkem stříhu zakrýt pracovní oblast ochranným krytem, kterým stříhačka disponuje. Střížný proces započne přepnutím, již zmíněného rozvaděče do pracovní polohy. Po tomto kroku střížné břity sevrou stříhaný článek silou vyvozenou nemultiplikovaným tlakem. Následná multiplikace ovládaná přes páku na ovladači dodá potřebný tlak k vyvození síly potřebné k přerušení článku řetězu.

Celý tento proces zmíněný ve druhé fázi je nutné zopakovat pro druhou část článku řetězu, aby došlo ke kompletnímu rozpojení řetězu.

7 Závěr

Výsledná konstrukce stříhačky řetězů splňuje zadané požadavky, které byly zaměřeny především na vyvození střížné síly o velikosti 700 [kN]. Navržená stříhačka je schopna vyvozením střížné síly rozstříhnout článek řetězu až do průměru 30 [mm] s maximální pevností 1100 [MPa]. K rozdělení celého článku řetězu dochází ve dvou pracovních krocích stříhu, tak že každý průměr článku řetězu se stříhá samostatně.

Pevnou součástí stříhačky je i multiplikátor tlaku, který dodává střížnému pístu potřebný tlak a objem k vyvození střížné síly. Systém dodávky objemu multiplikovaného tlaku je opakovaný cyklus multiplikace, který je řízen pomocí ovládací páky. Počet cyklů multiplikátoru je závislý na průměru stříhaného článku řetězu, respektive na potřebném objemu multiplikované kapaliny.

Střížné nože jsou řešeny jako výměnné a jejich konstrukce umožňuje otáčení nože a tak využít všech jeho tří břitů. Tenhle krok vede k lepšímu využití materiálu a tedy i k úspoře finančních prostředků v provozu stříhačky. Materiálem nože je nástrojová ocel 19 735, která je již osvědčena z provozu stříhaček společnosti KOEXPRO Ostrava, a.s.

Celá konstrukce je tvořena s ohledem na manipulaci jednou osobou, byl proto brán ohled na hmotnost, tvar a uspořádání prvků stříhačky. Navržená stříhačka je kompletní funkční celek, který dokáže splnit funkci pro kterou je navržen a svou funkci zastoupí tam, kde je přístup k centrálnímu hydraulickému rozvodu.

8 Literatura

- [1] LEINVEBER, Jan – VÁVRA, Pavel – ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] BOLEK, Alfred – KOCHMAN, Josef, aj. *Části strojů: 1. svazek*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] VOJTEK, Jan – DRÁŽDIL, Miroslav – PŘIKRYL, Ivo, aj. *Základy hydrauliky*. Ostrava: Dům techniky ČSVTS, září 1990. 234 s. ISBN 80-02-00541-4.
- [5] NĚMEC, Jaroslav – DVOŘÁK, Jan – HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989. 600 s. ISBN 80-0300193-5.
- [6] POSPÍŠIL, František. *Závitová a šroubová spojení*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1967. 264 s.
- [7] KRÍŽ, Rudolf – VÁVRA, Pavel, aj. *Strojírenská příručka: 4. svazek*. 1. vyd. Praha: Scientia, 1994. 254 s. ISBN 80-85827-58-1.
- [8] HOSNEDL, Stanislav – KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části I*. 1. vyd. Brno: Computer Press, 1999. 313 s. ISBN 80-7226-055-3.
- [9] ČSN 02 3215: *Článekové vysokopevnostní řetězy pro důlní zařízení*. Praha: Český normalizační institut, c1989.
- [10] *Střihačka řetězů*. OSTROJ Opava, a.s., [2007?]. 1s.
- [11] KOEXPRO Ostrava, a.s.: *Důlní program: nářadí a zařízení pro mechanizaci pomocných prací* [online]. c2008, [cit.2009-05-04]. <<http://www.koexpro.cz/new/dulni/?lang=cz>>.
- [12] T-Machinery a.s.: *Mechanizované výztuže: výztuž MVPO 2800* [online]. [cit.2009-05-04]. <<http://www.tmachinery.cz/cz/pdf/21-MVPO2800.pdf>>.
- [13] ARKOV, spol. s.r.o.: *Těsnící technika* [online]. c2005, [cit.2009-05-04]. <<http://www.arkov.cz/tesneni.html>>.
- [14] SITTECH CZ s.r.o.: *Těsnění - hydraulika* [online]. [cit.2009-05-04]. <<http://www.sittech.cz/sort.htm>>.